

дисків. Ця різниця зусиль зрівноважується пружинами з відповідними жорсткостями c_1 і c_2 деформованими на величини δ_1 і δ_2 . Рівноважний стан також підтримується дією сили тертя спокою на бічних поверхнях шліцевого з'єднання диска з валом.

При збільшенні моменту опору M_c від значення M_0 до деякого значення M_1 , ведені диски почнуть зміщуватись, наближаючись один до одного, змінюючи діаметри розміщення клиновидного паса. Таким чином, така самоналагоджувальна конструкція забезпечуватиме автоматичну зміну частоти обертання веденого вала і відповідно передаточного відношення в залежності від прикладеного моменту опору.

Для оцінки зміни передаточного відношення самоналагоджувального варіатора розглянуто перехідний процес, що має місце при зміні моменту опору. При цьому отримуємо залежність осьового зміщення веденого диска

$$x = 1/(c_1 + c_2) [2f(M_1/D_2)(\beta_1 - \beta_2) \cos \varphi/2 - 2f_{\text{шл}}(M_1/d_{\text{шл}}) + c_1 \delta_1 - c_2 \delta_2] .$$

Отже, передаточне відношення варіатора зміниться від значення $u_0 = D_{20}/D_{10}$ до деякого значення $u = [D_{20} + x \operatorname{ctg} \varphi/2] / [D_{10} + x \operatorname{ctg} \varphi/2]$, де D_{20} , D_{10} – відповідно середні діаметри розміщення паса на веденому і ведучому дисках про моменті $M_c = M_0$.

Таким чином, після проведення деяких перетворень, отримаємо $u = (B + M_1 C) / (A - M_1 C)$. У цій залежності величини:

$$A = D_{10}(c_1 + c_2) - (c_1 \delta_1 - c_2 \delta_2) \operatorname{ctg} \varphi/2; \quad B = D_{20}(c_1 + c_2) + (c_1 \delta_1 - c_2 \delta_2) \operatorname{ctg} \varphi/2; \\ C = ((\beta_1 - \beta_2) / D_2 f \cos \varphi/2 - 2f_{\text{шл}}/d_{\text{шл}}) \cos \varphi/2.$$

При цьому швидкість обертання веденого вала опишеться залежністю

$$\omega_2 = \omega_1 / u = \omega_1 [(A - M_1 C) / (B + M_1 C)].$$

Вказана залежність представляє собою рівносторонню гіперболу з асимптотами $\omega_2 = -\omega_1$ і $M_1 = -B/C$.

Таким чином, проведені дослідження кінематичних особливостей самоналагоджувального варіатора підтверджують можливість його використання при регулюванні кінематичних параметрів машин із відповідними силовими чи іншими характеристиками.



УДК 621.358.42

Надія Хомик, доцент; Анатолій Довбуш

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

ОСОБЛИВОСТІ НАВАНТАЖЕНОСТІ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Nadiya Khomyk; Anatoly Dovbush

LOADING ROD TRANSPORTER

In the given work it is got to dependence for determination of descriptions of loading hauling element of conveyer small twig and dependence for determination of deformation and frequency of own vibrations of element of such conveyer taking into account own weight of small twig.

Пруткові транспортери поєднують функції передачі руху і транспортування коренеплодів, є однією з важливих складових частин коренезбиральних машин. Тяговим

елементом таких транспортерів може бути втулково-роликовий ланцюг або гумовий пас із прикріпленими прутками.

Полотно пруткових елеваторів коренезбиральних машин натягнуте між ведучими і веденими шківками або зірочками, має гнучкість на всій довжині у площині перпендикулярній до його поверхні. Для регулювання провисання і створення необхідного попереднього натягу, а також для компенсації витяжки використовують пристрої з натяжними і підтримуючими роликами.

У механізмах транспортерів коренезбиральних машин динамічні навантаження відіграють вирішальну роль. Пружні ланки конвеєрів - ланцюги, паси - деформуються під дією зовнішніх навантажень; робочі елементи конвеєра (маси) здійснюють основний рух і малі коливання, тобто переміщуються з різними миттєвими швидкостями, і кожна з мас у деякі моменти часу випереджає сусідню або відстає від неї. Відповідно до цього змінного руху, маси між собою періодично стискаються або розтягуються із збільшенням чи зменшенням сил відносно зусилля, що передається.

Частота коливального руху полотна пруткового транспортера, амплітуда і фаза коливань можуть значно відрізнятися залежно від жорсткості тягового елемента, його конструктивних особливостей, розподілу ваги, довжини, натягу, лінійної швидкості і нахилу транспортера, розмірів і форми траси та інших характеристик; а також, у разі наявності струшувачів, від їх розташування, розмірів і співвідношень струшувачів зірочок.

Змінна складова сил або моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення їх можуть значно перевищити статичні та інерційні навантаження і призвести до перевантажень і руйнації окремих елементів конструкції. Збільшуючи натяг тягових елементів елеватора можна досягнути більш стійких коливань полотна і отримати місцеве прискорення, вертикальна складова якого майже на всій довжині транспортера буде більшою за складову прискорення вільного падіння, що створює умови для відриву транспортованих частинок від елеватора на всій його площині. Однак, із збільшенням натягу різко зростає навантаження на привід елеватора і вали, а також зношування тягових елементів, особливо ланцюгових [1].

Для пруткового транспортера коренезбиральної машини, а саме для конструкції кріплення його елементів на основі гумового паса, динамічні навантаження описані через коефіцієнт динамічності [2].

Пружна система, у тому числі і пруткового транспортера, введена будь-яким способом із стану рівноваги, здійснює коливальний рух. Коливання відбуваються навколо положення пружної рівноваги, при якому у навантаженій системі мають місце статичні деформації і відповідні їм статичні напруження. При коливаннях окрім статичних деформацій виникають динамічні, які залежать від виду коливного руху і від величини розмаху тобто амплітуди коливань. У зв'язку з цим змінюються і напруження. Тому, досліджуючи коливну систему на міцність, необхідно визначати динамічні доданки до статичних деформацій і відповідні їм напруження.

Для тримкого елемента пруткового транспортера на основі прогумованого паса визначимо частоту власних коливань. Розглянемо таку пружну систему, представивши її як балку на двох шарнірних опорах, навантажену вантажем P , прикладеним на відстані a і від опори. Під дією вантажу балка прогнеться і її зігнута вісь займе положення кривої.

Кількість енергії, яку отримує система при виведенні її зі стану рівноваги дорівнює сумі кінетичної і потенціальної енергії вантажу і пружної системи. При вільних коливаннях ця величина постійна, тобто при коливаннях відбувається безперервний процес перетворення енергії із одного виду в інший, який не супроводжується будь-якими втратами енергії. Цей принцип, використовується лише для систем із однією ступінню вільності, так як закон збереження енергії не враховує обміну енергії, що відбувається у системах із кількома ступенями вільності [3]. Для розглядуваної системи кінетична енергія дорівнює сумі кінетичної енергії вантажу T_1 і кінетичної енергії балки T_2 і визначається за формулою

$$T = \frac{(z')^2}{2g} \cdot (P + \gamma Flk),$$

де $z' = dz/dt$, γ – питома вага матеріалу балки, F – площа поперечного перетину балки, l – довжина балки, k – коефіцієнт, що залежить від довжини балки і відстані від опор до перетину, у якому прикладено вантаж.

Повна потенціальна енергія розглядуваної системи

$$U = \frac{3EI}{2} \cdot \frac{a+b}{a^2b^2} \cdot z^2.$$

Вважаючи, що $U + T = \text{const}$, продиференціюємо за t і отримаємо диференціальне рівняння другого порядку

$$z'' + \frac{3EI(a+b)g}{a^2b^2(Q + k\gamma Fl)} \cdot z' = 0;$$

розв'язок якого має вигляд

$$z = C_1 \sin w_0 t + C_2 \cos w_0 t;$$

де C_1 і C_2 – постійні інтегрування;

w_0 – частота власних коливань розглядуваної пружної системи, яка дорівнює

$$w_0 = \sqrt{\frac{3E \cdot I(a+b)g}{a^2 \cdot b^2(P + k \cdot \gamma \cdot F \cdot l)}}.$$

Позначивши через δ_{PP} пружну деформацію

$$\delta_{PP} = \frac{a^2b^2(P + k\gamma Fl)}{3EI(a+b)};$$

отримаємо вираз для визначення частоти власних коливань пружної системи

$$w_0 = \sqrt{g/\delta_{PP}}.$$

Врахування власної ваги тримкого елемента конструкції сприяє зменшенню частоти власних коливань пружної системи і зменшенню динамічного коефіцієнта, що дає можливість змінити (зменшити) геометричні характеристики перетину тримкого елемента і як наслідок, приводить до зниження металоємності конструкції в цілому.

Література

1. Лурье А.Б. Статическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. - М.: Колос. 1981. - 231с.
2. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Модель оцінки нерівномірності розподіленого навантаження пруткових транспортерів //Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка Випуск 40. "Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні".- Харків, 2005 С.403-410
3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. Наука, 1976, 608с.

